

УДК 697.331:697.341

А.А. Маліновський, д-р техн. наук, проф.,
В.Г. Турковський, канд. техн. наук, доц.,
А.З. Музичак

Державний вищий навчальний заклад Національний
університет „Львівська політехніка“, м. Львів, Україна,
e-mail: malinowski@polynet.lviv.ua; voltur@polynet.lviv.ua;
mAndriy@polynet.lviv.ua

МЕТОДИКА АНАЛІЗУ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ РЕЖИМІВ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ІЗ ЗАЛЕЖНИМ ПРИЄДНАННЯМ АБОНЕНТІВ

А.А. Malinovskyi, Dr. Sci. (Tech.), Professor,
V.H. Turkovskyi, Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor,
A.Z. Muzychak

State Higher Educational Institution “Lviv Polytechnic National
University”, Lviv, Ukraine,
e-mail: malinowski@polynet.lviv.ua, voltur@polynet.lviv.ua,
mAndriy@polynet.lviv.ua

METHODOLOGY OF ANALYSIS AND IMPROVEMENT OF MODES OF DISTRICT HEATING SYSTEMS WITH DIRECT CONNECTION OF CONSUMERS

Мета. Створення методики аналізу та вдосконалення режимів систем централізованого теплопостачання із залежним приєднанням абонентів (геотехнічних об'єктів та будівель) до теплової мережі (через елеваторні вузли чи теплові пункти з підмішувальними помпами) із застосуванням ефективних формалізованих методів.

Методика. Методика забезпечує єдиний підхід до всіх елементів систем централізованого теплопостачання та базується на розроблених математичних моделях елеваторного вузла й теплового пункту з підмішувальними помпами та регулятором теплового потоку. Це створює передумови для аналізу та вдосконалення режимів систем теплопостачання як єдиного цілого.

Результати. Розроблена математична модель теплового пункту з підмішувальними помпами та регулятором теплового потоку в рамках розширеної теорії гідравлічних кіл. Запропонований алгоритм аналізу та вдосконалення режимів систем централізованого теплопостачання з урахуванням взаємного впливу режимів абонентів. Для визначення оптимальних параметрів ввідного обладнання застосовано методику подвійних циклів ітерацій. На внутрішньому циклі фіксуються змінні параметри ділянок мережі та розв'язується задача поточкорозподілу, а на зовнішньому циклі за результатами внутрішнього – уточнюються значення раніше зафіксованих параметрів. Одержані результати є базовими для визначення й забезпечення енергоощадних режимів систем централізованого теплопостачання довільної конфігурації та виконання.

Наукова новизна. Розроблена методика аналізу гідравлічних режимів систем централізованого теплопостачання адаптована до мережевого підходу теорії гідравлічних кіл. Вона дозволяє за єдиним алгоритмом визначати оптимальні параметри ввідного обладнання абонентів, приєднаних як через елеваторний вузол, так і через тепловий пункт з підмішувальними помпами.

Практична значимість. Математична модель і алгоритм дають інструмент визначення та забезпечення енергоощадних режимів проєктованих і чинних сучасних систем теплопостачання.

Ключові слова: *централізоване теплопостачання, гідравлічний режим, формалізовані методи, тепловий пункт, підмішувальна помпа, регулятор теплового потоку*

Постановка проблеми. У процесі будівництва та розширення шахт і розрізів основні об'єкти промислових майданчиків підприємств зводяться з мінімальними відхиленнями від рішень, закладених у проєктній документації, за винятком систем енергозабезпечення, зокрема систем теплопостачання. Це зумовлено тим, що процес забезпечення теплом підприємства розвивається у часі та може змінюватися від кількох МВт до 12–20 МВт [1].

Однак на геотехнічних виробництвах необхідно обігрівати не лише гірничі виробки, але й забезпечувати теплом постійних проєктних абонентів (над-

шахтні будівлі, акумуляторні, компресорні, ідальні тощо та супутні житлові будинки).

Таке поєднання змінного та постійного навантажень зумовлює неоптимальні режими (гідравлічні та теплові) як самих абонентів, так і систем централізованого теплопостачання (СЦТП) у цілому.

Існує гостра потреба розробки системного підходу до вдосконалення режимів СЦТП з урахуванням взаємозв'язку між усіма елементами системи для прийняття найефективніших рішень. Це неможливо без сучасних методів аналізу та вдосконалення режимів систем централізованого теплопостачання як єдиного цілого з урахуванням усіх їх складових (джерело-мережа-тепловий вузол-абонент).

Виділення невирішеної проблеми. Більшість абонентів на наших теренах приєднані до системи централізованого теплопостачання за залежною схемою. Якщо температура теплоносія в мережі перевищує необхідну, у схемі використовують елеваторний вузол для підмішування теплоносія зі зворотного трубопроводу.

Елеваторний вузол має ряд недоліків, тому сьогодні його витісняють схеми з підмішувальними помпами, що дозволяє застосовувати сучасне енергоощадне автоматизоване регулювання систем абонента з урахуванням погодних факторів та теплогідрравлічних характеристик систем [2].

У той же час розрахунок режимів теплових пунктів традиційно виконують за розрахунковим напором для кожного абонента, зокрема, без урахування впливу сусідніх абонентів та мережі. Це зумовлює значні похибки під час аналізу режимів теплових пунктів та унеможливорює вдосконалення режимів системи теплопостачання в цілому.

Існує гостра потреба в розробленні сучасних підходів до розрахунку параметрів сучасних схем теплопостачання абонентів з урахуванням мережного характеру задачі.

Аналіз останніх досліджень. Цілісна картина сприйняття інженерних систем – основа сучасного підходу до вдосконалення їх режимів та підвищення їх енергетичної ефективності. Це можливо лише з використанням методів та алгоритмів теорії гідрравлічних кіл (ТГК) [3].

Теорія гідрравлічних кіл (ТГК) базується на законах Кірхгофа, що органічно враховують мережний характер задач гідрравлічного розрахунку. Рівняння стану мережі в матрично-векторній формі має вигляд

$$\begin{cases} A\vec{x} = \vec{G} \\ B\vec{y} = 0 \\ \vec{y} = \rho g \vec{H} - \Delta\vec{p}_m \end{cases}, \quad (1)$$

де A, B – перша та друга матриці інцидентій; \vec{x}, \vec{y} – вектори витрат теплоносія та перепадів тиску у вітках; \vec{G} – вектор витрат теплоносія у вузлах; $\vec{H}, \Delta\vec{p}_m$ – вектори діючих напорів та втрат тиску на тертя у вітках.

Однак у ТГК основний акцент зроблено на схемно-структурній оптимізації інженерних мереж. Питанням розрахунку теплових мереж у дволінійному виконанні приділено мало уваги, навіть у спеціальних монографіях, присвячених системам теплопостачання [4]. Тому питання створення сучасного ефективного апарату вдосконалення режимів систем теплопостачання й надалі актуальне.

Виділення невирішеної раніше частини загальної проблеми. У [5] розглянуто особливості розрахунку режимів елеваторних вузлів у рамках розширеної теорії гідрравлічних кіл та методики їх налагодження без погіршення режимів у мережах абонентів.

Досі залишається невирішеним питання аналізу режимів абонентів, приєднаних до СЦТП за залежною схемою з підмішувальними помпами, а також

розрахунку режимів у мережах з різномірним приєднанням абонентів.

Формулювання мети роботи. Розробити математичну модель теплових пунктів з підмішувальними помпами залежного приєднання абонентів та методику їх налагодження для дотримання бажаного оптимального режиму.

Розглянути особливості розрахунку режимів систем централізованого теплопостачання з приєднанням абонентів до теплової мережі як через елеваторні вузли, так і через теплові пункти з підмішувальними помпами.

Виклад основного матеріалу. Найчастіше в тепловому пункті з підмішувальною помпою її розташовують у перемичці між подавальним і зворотним трубопроводами, що вважається найекономічнішим. Однак за такого розташування на роботу системи опалення впливають коливання тиску в мережі. Тому в [2] рекомендується встановлювати підмішувальну помпу в подавальний чи у зворотний трубопроводу.

Розглянемо схему теплового пункту із встановленням підмішувальної помпи в подавальному трубопроводі (рис. 1).

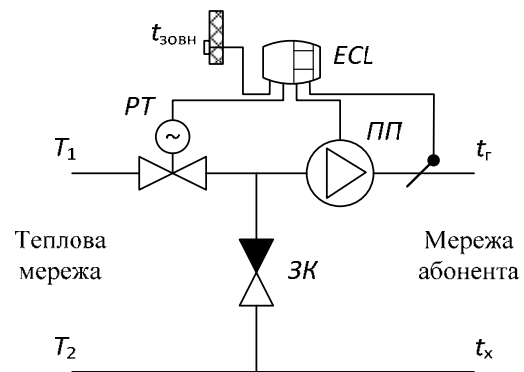


Рис. 1. Тепловий пункт з підмішувальною помпою

У такому тепловому пункті окрім підмішувальної помпи ПП встановлюють регулятор теплового потоку РТ (для регулювання режиму теплоспоживання), зворотний клапан ЗК (запобігає перетіканню теплоносія із подавального трубопроводу теплової мережі у зворотний) та електронний регулятор ECL.

Залежно від того, необхідно збільшити чи зменшити відбір тепла від СЦТП, гідрравлічний опір регулятора теплового потоку автоматично зменшується чи збільшується. Цей же регулятор гасить надлишок тиску на вході до будівлі.

Розрахункова схема системи джерело-абонент з таким тепловим пунктом наведена на рис. 2.

На рис. 2 циркуляційна помпа джерела ЦП та підмішувальна помпа теплового пункту ПП заміщені рушійними силами $H_{ЦП}$ і $H_{ПП}$ та гідрравлічними опорами $s_{ЦП}$ і $s_{ПП}$. Усі решта елементів (подавальний трубопровід ПТ, зворотний трубопровід ЗТ, абонент АБ, зворотний клапан ЗК та регулятор теплового потоку РТ) заміщені своїми гідрравлічними опорами $s_{ПТ}, s_{ЗТ}, s_{АБ}, s_{ЗК}, s_{РТ}$ відповідно.

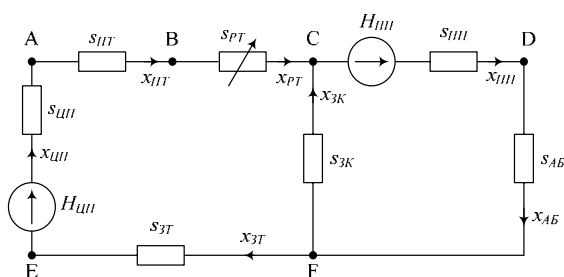


Рис. 2. Заступна схема системи джерело-абонент

Граф заступної схеми за рис. 2 наведено на рис. 3.

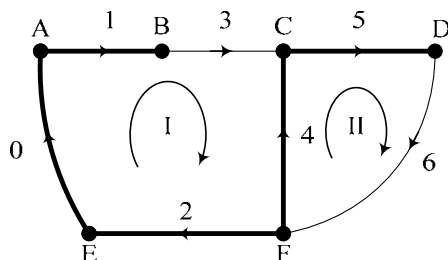


Рис. 3. Граф заступної схеми системи джерело-абонент

Потовщеними лініями на рис. 3 виділені ребра дерева графа. Як і у випадку побудови математичної моделі елеваторного вузла [5], ребро перемички (вітки підсмоктування у випадку елеваторного вузла) введено до дерева графа, а ребро вітки з регулятором теплового потоку (сопло у випадку елеваторного вузла) введено до множини хорд.

Для розрахунку параметрів заступної схеми необхідні параметри всіх елементів.

Температурний графік у тепловій мережі $T_1/T_2 = 130/70^\circ\text{C}$, а в мережі абонента $t_2/t_x = 95/70^\circ\text{C}$.

Параметри абонента (адміністративної будівлі): кількість поверхів – 5; будівельний об’єм – 21020 м^3 ; опалювальна площа – $4377,8 \text{ м}^2$; кількість під’їздів – 6. Теплове навантаження абонента – $P_{AB} = 0,324 \text{ Гкал/год} = 3,768 \cdot 10^5 \text{ Вт}$, втрати тиску в мережі будівлі за розрахункових витрат теплоносія – $\Delta p_{AB} = 18,22 \text{ кПа}$.

Розрахункові витрати теплоносія в мережі абонента, кг/с

$$x_{AB} = \frac{P_{AB}}{c(t_2 - t_x)} = \frac{3,768 \cdot 10^5}{4,214 \cdot 10^3 (95 - 70)} = 3,577 ,$$

де $c = 4,214 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$ – питома теплоємність води за температури 95°C .

Згідно з прийнятими температурними графіками, коефіцієнт підмішування теплоносія зі зворотного трубопроводу повинен становити

$$u = \frac{T_1 - t_2}{t_2 - t_x} = \frac{130 - 95}{95 - 70} = 1,4,$$

а обсяги відбору теплоносія з подавального трубопроводу теплової мережі, кг/с

$$x_{ПТ} = \frac{x_{AB}}{1+u} = \frac{3,577}{1+1,4} = 1,49.$$

На джерелі встановлено циркуляційну помпу NM 40/10-B. Незмінний діючий тиск помпи 316,4 кПа.

Гідравлічний опір усіх елементів нелінійний і подається кубічною апроксимаційною функцією його тисково-витратної характеристики

$$\Delta p_m(x) = \gamma(s_1|x| + s_2|x|^2 + s_3|x|^3)\text{sgn}(x), \quad (2)$$

де x – витрати теплоносія, кг/с; s_1, s_2, s_3 – коефіцієнти функції; γ – питомий об’єм теплоносія.

Параметри подавального та зворотного трубопроводу такі: матеріал – сталь; умовний діаметр – 90 мм; внутрішній діаметр – 93,3 мм; довжина 35 м. Розрахунок коефіцієнтів функції (2) виконано методом зважених коефіцієнтів найменших квадратів. Під час розрахунку коефіцієнтів апроксимаційної функції тисково-витратної характеристики абонента AB враховано природний циркуляційний напір (тиск). Результати розрахунку для цих елементів наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Коефіцієнти апроксимаційної функції тисково-витратних характеристик елементів системи

Елемент мережі	Коефіцієнти функції (2)		
	s_1	s_2	s_3
AB	-43,7	1448	-3,25
ЦП (NM 40/10-B)	-186	-9,38	117,2
ПТ (NC4 65-30/340)	1379	241,3	-5,62
ПТ	-47,4	1072	-2,25
ЗТ	-505	1221	-20,3
ЗК	-22,9	286,6	-4,56
РТ	-	-	-

Для забезпечення циркуляції теплоносія в мережі будівлі та підмішування теплоносія зі зворотного трубопроводу в тепловому пункті встановлено підмішувальну помпу NC4 65-30/340. Незмінний діючий тиск 25,99 кПа.

Результати розрахунку коефіцієнтів апроксимаційної функції тисково-витратних характеристик цих елементів, а також зворотного клапану наведено в табл. 1.

На відміну від усіх елементів, регулятор теплового потоку є активним елементом, його гідравлічний опір змінюється залежно від обсягів відбору тепла з мережі.

На першому етапі аналізу приймемо опір РТ нульовим (регулятор відсутній). Тоді поточкорозподіл у

мережі буде таким, як наведено в табл. 2, де δx – відносне відхилення поточних витрат середовища x від бажаних x^* ; $\delta x = (x - x^*)/x^* \cdot 100\%$.

Таблиця 2

Розрахункові витрати теплоносія в елементах системи без регулятора теплового потоку

Елемент мережі	x^* , кг/с	x , кг/с	δx , %*
ПТ	1,49	8,31	457
АБ	3,577	8,31	132
ЗК	2,087	0	–

Згідно з розрахунками, на вході до теплового пункту будівлі є надлишковий тиск 313,2 кПа. Це зумовлює підвищені витрати теплоносія в мережі абонента (надлишок відбору тепла від мережі) та неможливість підмішування теплоносія зі зворотного трубопроводу (зворотний клапан закритий надлишковим тиском у подавальному трубопроводі).

Для отримання бажаного гідравлічного режиму необхідне введення регулятора теплового потоку.

Розрахунок систем теплопостачання з активними елементами (такими як регулятор теплового потоку, регулятор витрат тощо) виконують на пропуск необхідної споживачам кількості теплоносія [3].

Для визначення оптимальних параметрів ввідного обладнання необхідно застосовувати методику подвійних циклів ітерацій (зовнішній і внутрішній). На внутрішньому циклі фіксуються змінні параметри ділянок мережі та розв'язується задача потокорозподілу, а на зовнішньому циклі, за результатами внутрішнього, уточнюються значення раніше зафіксованих параметрів, зокрема, коригується опір регульованих клапанів, щоб мінімізувати відхилення поточних витрат теплоносія x від бажаних x^* у деякій вітці (поточного тиску в деякому вузлі від бажаного) мережі. Після цього здійснюється черговий внутрішній цикл.

Для розрахунку параметрів регулятора теплового потоку запропоновано такий алгоритм за зовнішнім циклом:

1. Визначити небаланс тиску

$$\Delta y = y - y^* \quad (3)$$

як різницю між поточними витратами тиску на регуляторі теплового потоку

$$y = s_2 x^2 \quad (4)$$

та витратами тиску за бажаних витрат теплоносія

$$y^* = s_2^* x^{*2} \approx s_2 x^{*2}, \quad (5)$$

де x , x^* – поточні та бажані витрати теплоносія через регулятор витрат; y , y^* – поточні витрати тиску та витрати тиску за бажаних витрат теплоносія через ре-

гулятор витрат; s_2 , s_2^* – поточний гідравлічний опір регулятора витрат (квадратична складова тисково-витратної характеристики) та його опір за умови забезпечення проходження бажаних витрат теплоносія. Оскільки гідравлічний опір регулятора витрат визначається для конкретного значення витрат теплоносія через нього, складові s_1 та s_3 функції (2) можна прийняти рівними нулю.

2. Визначити значення Δs_2 , на яке необхідно відкоригувати значення коефіцієнта гідравлічного опору регулятора витрат.

Оскільки небаланс тиску можна представити як

$$\Delta y = \Delta s_2 x^{*2}, \quad (6)$$

отже

$$\Delta s_2 = \frac{\Delta y}{x^{*2}}. \quad (7)$$

3. Скоригувати значення коефіцієнта гідравлічного опору

$$s_2^* = s_2 + \Delta s_2. \quad (8)$$

Розрахунок необхідно вести доти, поки різниця між розрахунковими витратами теплоносія через регулятор витрат та бажаними не буде меншою від деякого наперед заданого значення ε (біля 0,1–0,5% бажаних витрат)

$$\varepsilon = (0,1 \div 0,5) \% x^*. \quad (9)$$

Результати розрахунку витрат теплоносія у вітках мережі з урахуванням регулятора теплового потоку наведені в табл. 3.

Таблиця 3

Розрахункові витрати теплоносія в елементах системи з урахуванням регулятора теплового потоку

Елемент мережі	x^* , кг/с	x , кг/с	δx , %
ПТ (PT)	1,49	1,49	$1,6 \cdot 10^{-6}$
АБ	3,577	3,577	$5,2 \cdot 10^{-8}$
ЗК	2,087	2,087	10^{-6}

Відхилення розрахункових витрат теплоносія від бажаних незначне, отже розроблена методика придатна для налагодження теплових пунктів.

Розглянемо тепер розрахунок системи теплопостачання з одним джерелом (а) та чотирма абонентами (b, c, d, e). Усі абоненти мають такі самі параметри як і абонент у попередній схемі. Схема системи теплопостачання наведена на рис. 4, а її граф – на рис. 5.

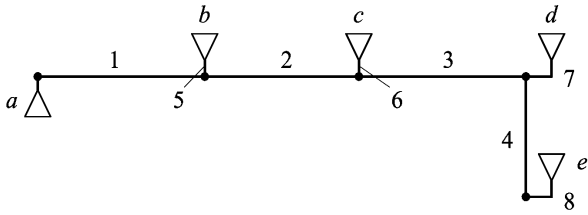


Рис. 4. Схема системи теплопостачання з чотирма абонентами: 1-8 – трубопроводи теплової мережі

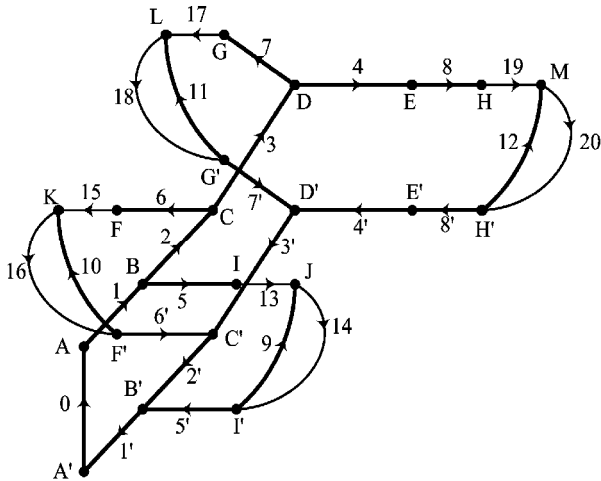


Рис. 5. Граф системи теплопостачання, наведеної на рис. 4, на якому позначені наступні ребра: 0 – що відповідає джерелу; 1-8 – відповідають подавальним та зворотним трубопроводам теплової мережі відповідно; 9-20 – відповідають обладнанню теплових пунктів та абонентів

Спочатку розглянемо варіант приєднання всіх абонентів до мережі через елеваторні вузли.

Згідно з методикою [5], діаметр сопла елеваторного вузла визначаємо, виходячи з бажаного коефіцієнту змішування, а надлишковий напір перед елеваторним вузлом гасимо дросельною шайбою. Результати розрахунку параметрів ввідного обладнання (діаметр сопла d_c та діаметр дросельної шайби d_w) для кожного абонента наведено в табл. 4. Там же наведені деякі параметри режиму мережі, зокрема втрати тиску на дросельній шайбі Δp_w та витрати теплоносія в мережі абонента x_{AB} .

Таблиця 4

Розрахункові параметри ввідного обладнання

Абонент	d_c/d_w , мм	Δp_w , кПа	x_{AB} , кг/с	δx , %
b	11,3/11	127,5	3,577	$3,1 \cdot 10^{-5}$
c	11,3/11,9	83,9		$-1,7 \cdot 10^{-4}$
d	11,3/13,1	43,6		$-1,6 \cdot 10^{-4}$
e	11,3/15,6	-		$-6,7 \cdot 10^{-5}$

Тиски у вузлах визначають як [4]

$$\vec{P} = eP_m + R_\delta \vec{y}_\delta, \quad (10)$$

де e – одиничний вектор розмірності $(q-1)$; q – кількість вузлів мережі; P_m – п'єзометричний тиск у базовому вузлі мережі; R_δ – матриця шляхів; \vec{y}_δ – вектор перепадів тисків віток дерева – є частиною вектора перепадів тиску у вітках \vec{y} .

П'єзометричний тиск у базовому вузлі (тиск на джерелі) дорівнює 146,95 кПа. На основі цього будемо п'єзометричний графік мережі (рис. 6).

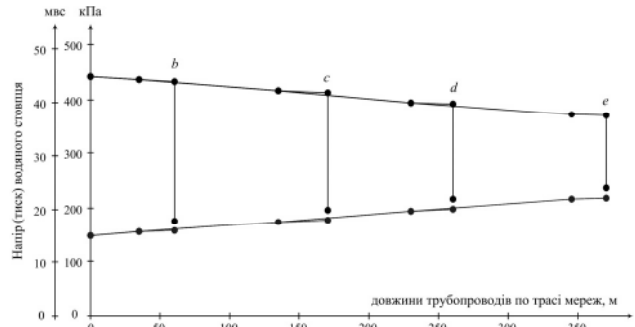


Рис. 6. П'єзометричний графік теплової мережі з приєднанням абонентів через елеваторні вузли

Режиму циркуляційної помпи відповідає точка A на її навантажувальній характеристиці рис. 7.

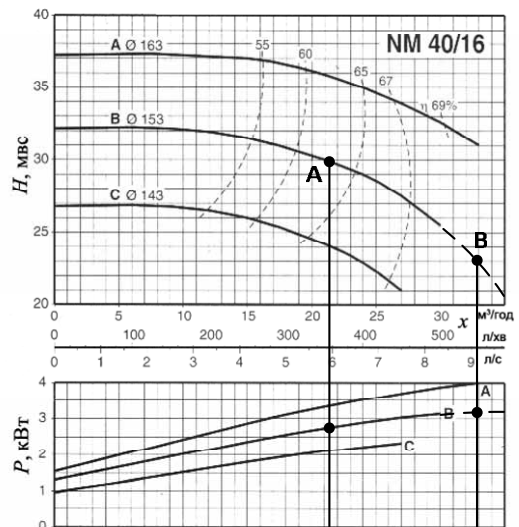


Рис. 7. Навантажувальна характеристика циркуляційної помпи

На рис. 7 прийняті такі позначення: H – діючий напір циркуляційної помпи; x – витрати теплоносія через помпу; P – електрична потужність привідного двигуна.

За такого режиму споживана активна потужність привідного двигуна циркуляційної помпи становить 2,75 кВт.

Прийmemo, що в абонентів b і d замість елеваторних вузлів встановлені теплові пункти з підмішу-

вальними помпами. Параметри обладнання ввідних вузлів абонентів *c* та *e* залишаються такими ж, як і раніше (табл. 4).

Розглянемо спочатку режим мережі за відсутності регуляторів теплового потоку. Результати розрахунку режиму наведено в табл. 5.

Таблиця 5

Розрахункові параметри ввідного обладнання та параметри режиму абонентів без регуляторів теплового потоку

Абонент	d_c/d_{us} , мм	Δp_{us} , кПа	x_{AB} , кг/с	δx , %
<i>b</i>	–	–	5,435	51,9
<i>c</i>	11,3/11,9	26,2	2,008	– 44,1
<i>d</i>	–	–	3,637	1,7
<i>e</i>	11,3/15,6	–	1,27	– 64,5

Як і очікувалось, без регуляторів теплового потоку гідравлічні режими в абонентів з підмішувальними помпами не відповідають бажаним. Згідно з табл. 5, в абонента *b* (у якого наявний значний надлишковий тиск) відхилення витрат від бажаних становить 51,9% й будівля буде перегріватися. В абонента *d* відхилення режиму від заданого не таке значне (лише 1,7%).

Необхідно відмітити суттєву зміну режимів у абонентів, приєднаних до мережі через елеваторні вузли (абоненти недогріваються). Це зумовлено перерозподілом потоків теплоносія у вітках мережі та зміною тисків у вузлах мережі, що добре видно на п'єзометричному графіку (рис. 8).

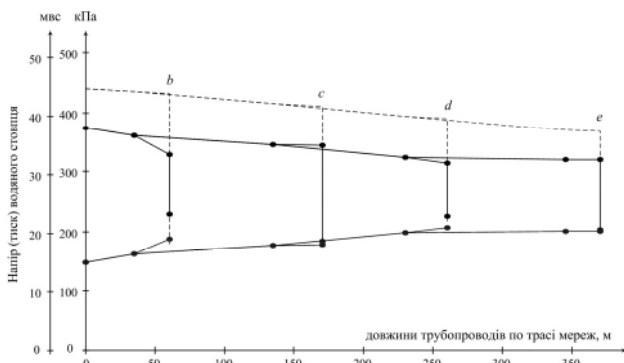


Рис. 8. П'єзометричний графік теплової мережі з приєднанням абонентів *b* і *d* через теплові пункти з підмішувальними помпами

Штриховою лінією на рис. 8 наведено частину п'єзометричного графіка з рис. 6.

Змінився також режим циркуляційної помпи, якому відповідає точка *B* на навантажувальній характеристиці (рис. 6). Витрати теплоносія через помпу становитимуть 9,21 кг/с, а споживана активна потужність двигуном ЦП зростає до 3,2 кВт, що зумовлює зростання споживання електричної енергії на 16,4%.

Звичайно ж наведений приклад – крайній випадок незбалансованості мережі. Однак, він добре ілюструє

можливий вплив режимів одних абонентів на режими інших абонентів та мережі в цілому. Це ще раз підтверджує, що всі складові системи централізованого тепlopостачання необхідно розглядати як єдине ціле

У випадку правильного налаштування обладнання ввідних пунктів застосуванням *PT* режим у абонентів буде таким, як наведено в табл. 6.

Таблиця 6

Розрахункові параметри ввідного обладнання та параметри режиму абонентів за наявності регуляторів теплового потоку

Абонент	d_c/d_{us} , мм	$\Delta p_{us}/\Delta p_{PT}$, кПа	x_{AB} , кг/с	δx , %
<i>b</i>	–	–/234,8	3,577	$9,3 \cdot 10^{-11}$
<i>c</i>	11,3/11,9	83,2/–		$-1,8 \cdot 10^{-3}$
<i>d</i>	–	–/150,1		$3,5 \cdot 10^{-10}$
<i>e</i>	11,3/15,6	–/–		$-4,2 \cdot 10^{-4}$

У табл. 6 Δp_{PT} – втрати тиску на регуляторі теплового потоку.

Із табл. 6 видно, що відхилення розрахункових витрат теплоносія від бажаних дуже мале. Також режиму циркуляційної помпи відповідає точка *A* на навантажувальній характеристиці, отже відсутнє зростання споживання активної потужності привідним двигуном циркуляційної помпи.

Розроблена методика налагодження режимів теплових мереж із різнорідним приєднанням абонентів формалізованими методами дозволяє досягнути бажаного режиму.

Висновки та перспективи розвитку напрямку.

Одержані результати є базовими для визначення й забезпечення енергоощадних режимів (гідравлічних і теплових) СЦТП довільної конфігурації та виконання. Крім того одержані результати необхідні для розроблення оптимального плану поетапного переходу від якісного регулювання СЦТП до якісно-кількісного з мінімізацією негативного впливу на абонентів із нерегульованим вводом на кожному етапі переходу.

Впровадження розробок у практику дозволить заощадити енергоресурси тепlopостачальним підприємствам і покращити тепловий комфорт абонентів.

Список літератури / References

1. Теплоснабжение промышленных площадок шахт и разрезов / А.А. Ивушкин, К.Г. Венгер, М.Г. Чичиндаев [и др.] // Уголь – 2009. – № 11. – С. 47–49
Ivushkin, A.A., Venger, K.G., Chichindayev, M.G., Magdich, V.I. and Medvedev, A.I. (2009), "Heating of industrial area in mines and quarries", *Ugol*, no.11, pp. 47–49.
2. Пырьков В.В. Современные тепловые пункты. Автоматика и регулирование. / Пырьков В.В. – К.: П ДП „Такі справи“, 2007. – 252 с.
Pyrkov, V.V. (2007), *Sovremennyye teplovye punkty. Avtomatika i regulirovanie* [Modern Heat Supply Units. Automation and Control], *Taki spravy*, Kyiv, Ukraine.
3. Гидравлические цепи. Развитие теории и приложения / [Н.Н. Новицкий, Е.В. Сеннова, М.Г. Сухарев и

др.] – Новосибирск: Наука, Сибирская издательская фирма РАН, 2000. – 273 с.

Novitskiy, N.N., Sennova, Ye.V. and Sukharev, M.G. (2000), *Gidravlicheskie tsepi. Razvitie teorii i prilozheniya* [Hydraulic Circuits: Development of the Theory and Applications], Nauka, Novosibirsk, Russia.

4. Математическое моделирование и оптимизация систем тепло-, водо-, нефте-, газоснабжения / [А.П. Меренков, Е.В. Сеннова, С.В. Сумароков и др.] – Новосибирск: ВО „Наука“, Сиб. изд. фирма РАН, 1992. – 406 с.

Merenkov, A.P., Sennova, Ye.V. and Sumarokov, S.V. (1992), *Matematicheskoe modelirovanie i optimizatsiya sistem teplo-, vodo-, nefte-, gazosnabzheniya* [Mathematical Modeling and Optimization of Heat-, Water-, Oil-, Gas Supply Systems], Nauka, Novosibirsk, Russia.

5. Малиновський А.А. Оптимізація параметрів вхідних вузлів систем теплопостачання: збірник праць 5-ї міжнародної науково-практичної конференції „Проблеми економії енергії“ / А.А. Малиновський, В.Г. Турковський, А.З. Музичак – 2008. – С. 324–329.

Malinovskyi, A.A., Turkovskiy, V.H., Muzychak, A.Z. (2008), “Optimization of parameters of input entries in heating supply systems”, *Proc. of the 5th Int. Sci.-Pr. Conf. “Problems of Energy Savings”*, Lviv, 2008, pp. 324–329.

Цель. Создание методики анализа и усовершенствования режимов систем централизованного теплоснабжения с зависимым присоединением абонентов (геотехнических объектов и зданий) к тепловой сети (через элеваторный узел или тепловой пункт со смесительными насосами) с применением эффективных формализованных методов.

Методика. Методика обеспечивает единый подход ко всем элементам систем централизованного теплоснабжения и базируется на разработанных математических моделях элеваторного узла и теплового пункта со смесительными насосами и регулятором теплового потока. Это создает предпосылки для анализа и усовершенствования систем теплоснабжения как единого целого.

Результаты. Разработана математическая модель теплового пункта со смесительными насосами и регулятором теплового потока в рамках расширенной теории гидравлических цепей. Предложен алгоритм анализа и усовершенствования режимов систем централизованного теплоснабжения с учетом взаимного влияния режимов абонентов. Для определения оптимальных параметров вводного оборудования применена методика двойных циклов итераций. На внутреннем цикле фиксируются сменные параметры участков сети, и решается задача потокораспределения, а на внешнем цикле по результатам внутреннего – уточняются значения ранее зафиксированных параметров. Полученные результаты являются базовыми для определения и обеспечения энергосберегающих режимов систем централизованного теплоснабжения произвольной конфигурации, а также исполнения.

Научная новизна. Разработанная методика анализа гидравлических режимов систем централизованного теплоснабжения адаптирована к сетевому подходу теории гидравлических цепей. Она позволяет за единым алгоритмом определять оптимальные параметры вводного оборудования абонентов присоединенных как через элеваторный узел, так и через тепловой пункт со смесительными насосами.

Практическая значимость. Математическая модель и алгоритм дают инструмент определения и обеспечения энергосберегающих режимов проектируемых и действующих современных систем теплоснабжения.

Ключевые слова: централизованное теплоснабжение, гидравлический режим, формализованные методы, тепловой пункт, смесительный насос, регулятор теплового потока

Purpose. To create the methodology of analysis and improvement of the modes of district heating systems with direct connection of consumers (geotechnical facilities and buildings) to network (via mixing valve or heating point with mixing pumps) using respective formalized methods.

Methodology. The methodology provides common approach to all elements of district heating systems and bases on the developed mathematical models for mixing valve and heat point with mixing pump and regulator of the heat flow. This is the basis for the analysis and improvement of modes of heating systems as a whole.

Findings. We have developed the mathematical model of the heat point with mixing pump and heat flow regulator within the extended theory of hydraulic circuits. The algorithm for the analysis and improvement of the district heating system modes, considering the mutual influence of consumers has been proposed. To determine the optimal parameters of input equipment we have used the method of double loop iterations. In the inner loop we rate the variables of the network's parts and solve the task of flow distribution. For the outer loop we specify the values of previously fixed parameters according to the results of the internal loop.

Originality. We have developed the methodology of calculation of hydraulic modes of the district heating systems adapted to the theory of hydraulic circuits. It allows determining the optimal parameters of the induction equipment by single algorithm for both ways of subscribers' connection: through mixing valve or heating point with mixing pumps.

Practical value. The mathematical model and the algorithm are instruments for identifying and providing energy saving modes in existing modern district heating systems and the ones being designed.

Keywords: district heating, hydraulic mode, formal methods, heating point, mixing pump, heat flow regulator

*Рекомендовано до публікації докт. техн. наук
Й.С. Мисаком. Дата надходження рукопису 06.05.13.*